

Dies I engine with supercharger

Patent Number: ☐ US2001023588
Publication date: 2001-09-27
Inventor(s): FURUKAWA HIDEO (JP); SATOU HIROYASU (JP)
Applicant(s): KOMATSU MFG CO LTD (JP)
Requested Patent: ☐ JP2001342838
Application Number: US20010805180 20010314
Priority Number(s): JP20000087618 20000327; JP20010015367 20010124
IPC Classification: F02B29/04
EC Classification: F02B29/04
Equivalents: ☐ DE10112531, ☐ US6510690

Abstract

A diesel engine with a supercharger, which hardly has an adverse effect on performance even if a fuel of inferior ignitability is used, is provided. For this purpose, the diesel engine includes a supercharger (1) for supplying pressurized supercharged air into a cylinder (31), and a heat exchanger, which is provided in a supercharged air passage from an outlet port of the supercharger to an inlet port of the cylinder, and the heat exchanger is a hybrid type of heat exchanger (2) including a first heat exchanger (2a) for carrying out heat exchange between the supercharged air from the outlet port of the supercharger and a first heat exchange medium, and a second heat exchanger (2b) for carrying out heat exchange between the supercharged air from an outlet port of the first heat exchanger and a second heat exchange medium having higher temperature than the first heat exchange medium

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-342838

(P2001-342838A)

(43)公開日 平成13年12月14日(2001. 12. 14)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-コ-ト ⁷ (参考)
F 0 2 B 29/04		F 0 2 B 29/04	T
			R
F 0 1 P 7/16	5 0 4	F 0 1 P 7/16	5 0 4 Z

審査請求 未請求 請求項の数6 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2001-15367(P2001-15367)

(22)出願日 平成13年1月24日(2001. 1. 24)

(31)優先権主張番号 特願2000-87618(P2000-87618)

(32)優先日 平成12年3月27日(2000. 3. 27)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72)発明者 古川 秀雄

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松
製作所小山工場内

(72)発明者 佐藤 弘康

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松
製作所小山工場内

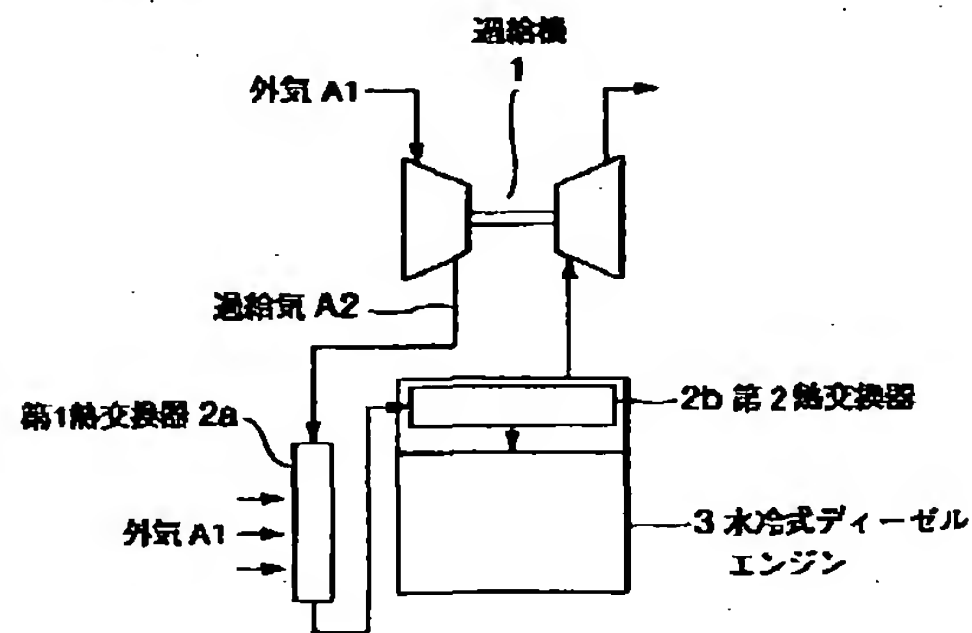
(54)【発明の名称】 過給機付きディーゼルエンジン

(57)【要約】

【課題】 エンジンのコンパクト化に寄与でき、また、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る燃料を用いてもエンジン性能に悪影響を与え難い過給機付きディーゼルエンジンを提供する。

【解決手段】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、第1熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第1熱交換器(2a)と、第1熱交換媒体よりも高い温度の第2熱交換媒体を受けて第1熱交換器出口からの過給気と熱交換する第2熱交換器(2b)とを備えたハイブリッド式熱交換器(2)である。

第1実施例のブロック図



【特許請求の範囲】

【請求項1】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給機路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、第1熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第1熱交換器(2a)と、第1熱交換媒体よりも高い温度の第2熱交換媒体を受けて第1熱交換器出口からの過給気と熱交換する第2熱交換器(2b)とを備えたハイブリッド式熱交換器(2)であることを特徴とする過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項2】 使用する燃料は水エマルジョン燃料である請求項1記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項3】 エンジンは冷却水を用いた水冷式エンジンであり、第1熱交換媒体は外気であり、かつ第2熱交換媒体はエンジンの冷却水である請求項1又は2記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項4】 エンジンの負荷を検出する負荷検出手段(10)と、前記負荷検出手段(10)からの検出信号を受けて第2熱交換器(2b)における第2熱交換媒体の流量を制御する制御手段(6,7,10)とを有する請求項1～3のいずれかに記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項5】 ほぼ一定回転速度で使用する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、過給機(1)のコンプレッサ(1b)出口とシリンダ入り口との間に設けた過給気圧力を検出する圧力センサ(11)と、圧力センサ(11)からの検出信号を受けて第2熱交換器(2b)における第2熱交換媒体の流量を制御する制御手段(6,7,10)とを有する請求項1～3のいずれかに記載の過給機付きディーゼルエンジン。

【請求項6】 過給機(1)を備えて外気(A1)を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給機路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は軽油よりも着火性の劣る燃料であり、かつ、シリンダの吸気温度を所定値に維持する手段を有することを特徴とする過給機付きディーゼルエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、過給機付きディーゼルエンジンに関する。

【0002】

【従来の技術】過給機付きディーゼルエンジンは、過給機出口からシリンダ入口までの過給機路内に熱交換器を備え、過給機によって高められた圧力と温度とでなる過給気を冷却するのが普通である。

【0003】熱交換器としては、外気を熱交換媒体とする空冷式熱交換器、又は水冷式エンジンではその冷却水を熱交換媒体とする水冷式熱交換器が一般的である。

【0004】尚、特開昭57-35116号公報、特公平3-4731号公報には「過給機出口からシリンダ入口へ向けて順に、上流側の水冷式熱交換器と、開閉自在弁付きバイパス過給機路を備えた下流側の空冷式熱交換器とを備えたハイブリッド式熱交換器」が開示されている。尚、後者は前者の改良であり、上流側の水冷式熱交換器を開閉自在弁と共に下流側の空冷式熱交換器のアップータンク内に格納し(構成)、アップータンクをバイパス過給機路と兼用させ(作用)、もってコンパクトな過給機付きディーゼルエンジンを提供している(効果)。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところが上記従来の構造では次の不都合があり、期待するほどエンジンのコンパクト化を図れない。

【0006】(1)シリンダの吸気温度は、運転条件(大気温度、エンジン負荷)によって大幅に変化する。寒冷地、極寒地、冬季では、低温大気によってシリンダの吸気温度が過冷となり、例えば、中高負荷時では空気過剰率が増加し、燃焼効率が良くなり、意に反して出力が過大となる。また、低負荷時ではシリンダ内の温度が低いため、着火不良を生じ易く、安定したエンジン運転を行い難い。一方、熱帯地、夏季では、高負荷時には高温大気によって排気温度が上昇し、エンジン構造部品の耐久性が損なわれる。そしてこれら不都合に加え、エンジン負荷変化に対するエンジン本体のヒートバランス問題がある。従って、空冷式熱交換器だけでは、当該熱交換器自体が大形化すると共に熱交換器に大掛かりなシャッター等の風量調節機構を設ける等の必要が生じて熱交換器系自体が大形化する。一方、水冷式熱交換器だけでは、多量の冷却水が必要となり、冷却用ラジエータ等の冷却系が大形化する。即ち、水冷式熱交換器又は空冷式熱交換器だけではエンジンのコンパクト化に不利である。

【0007】(2)また、エンジン定常回転時(これは、「エンジン始動後であり、かつ暖気運転完了後のエンジン回転時であって、ローアイドル、ハイアイドル、負荷の大小に無関係なエンジン回転時」とする、以下同じ)における外気温度、冷却水温度、過給機出口過給気温度は、「外気温度<冷却水温度<過給機出口過給気温度」の順に高い。即ち、上記従来のハイブリッド式熱交換器では、水冷式熱交換器を上流側に設けてあるため、エンジン冷却水が高温の過給気によって加熱されてしまう。従って、エンジン負荷変化によるエンジン本体のヒートバランス確保に多量の冷却水が必要となり、冷却水用ラジエータ等が大形化し、冷却系が大形化する。つまり、上記従来のハイブリッド式熱交換器でも、期待するほどのエンジンのコンパクト化は得られない。

【0008】(3)ところでディーゼル燃料は、普通は、軽油だが、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣

る、例えば、A重油、廃プラスチック油燃料、水エマルジョン燃料（燃料と水とを混合し乳化させたもの）等を用いることがある。そして水エマルジョン燃料で例示すれば、図10に示す3種のエンジンの実測結果に示すように、燃料中の水含有率を増加させることによりディーゼルエンジンから排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減する効果がある。しかしながら、同燃料中の水の量を増やしてゆくと、シリンダの吸気温度が低いとき（寒冷地、極寒地、冬季、さらには軽負荷時等）、前記不都合（「シリンダ内で異常燃焼が生じ易く、安定したエンジン運転を行い難い」）が促進される。そして、水含有率が50%に達すると常温でも運転は不安定状態になる。これは、エンジン圧縮工程中に噴射される水エマルジョン燃料中の水が蒸発し、その潜熱によってシリンダ内の温度が低下し、これにより水エマルジョン燃料の着火、燃焼（つまり、エンジン性能）が阻害されるからである。

【0009】本発明は、上記不都合に鑑み、エンジンのコンパクト化に寄与でき、また、通常の圧縮比で軽油よりも着火性の劣る燃料を用いてもエンジン性能に悪影響を与え難い過給機付きディーゼルエンジンを提供することを目的としている。

【0010】

【課題を解決するための手段、作用及び効果】上記の目的を達成するため本発明に係わる過給機付きディーゼルエンジンは、第1に、過給機を備えて外気を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、熱交換器は、第1熱交換媒体を受けて過給機出口からの過給気と熱交換する第1熱交換器と、第1熱交換媒体よりも高い温度の第2熱交換媒体を受けて第1熱交換器出口からの過給気と熱交換する第2熱交換器とを備えたハイブリッド式熱交換器であることを特徴とする。第2に、上記第1の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は水エマルジョン燃料でもよい。第3に、第1又は第2の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、エンジンは冷却水を用いた水冷式エンジンであり、第1熱交換媒体は外気であり、かつ第2熱交換媒体は冷却水であるとしてもよい。第4に、上記第1、第2又は第3の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、エンジンの負荷を検出する負荷検出手段と、前記負荷検出手段からの検出信号を受けて第2熱交換器における第2熱交換媒体の流量を制御する制御手段とを有することを特徴とする。第5に、上記第1、第2又は第3の過給機付きディーゼルエンジンにおいて、ほぼ一定回転で使用するエンジンにおいて、過給機のコンプレッサ出口とシリンダ入り口との間に設けた過給気圧力を検出する圧力センサと、圧力センサからの検出信号を受けて第2熱交換器における第2熱交換媒体の流量を制御する

制御手段とを有することを特徴とする。第6に、過給機を備えて外気を吸気し加圧してシリンダ内に過給すると共に、過給機出口からシリンダ入口までの過給気路内に熱交換器を備えて過給機出口からの過給気を冷却する過給機付きディーゼルエンジンにおいて、使用する燃料は軽油よりも着火性の劣る燃料であり、かつ、シリンダの吸気温度を所定値に維持する手段を有することを特徴とする。

【0011】上記第1～第6の各構成の作用効果を説明する。

（1）熱交換媒体候補としては、外気、水道水（例えば、定置式ディーゼル発電機用エンジンの場合）、クーリングタワー冷却水（例えば、定置式ディーゼル発電機用エンジンの場合）、海水（例えば、船舶用エンジンの場合）、エンジン潤滑油、エンジン冷却水（水冷式エンジンの場合）等を例示できる。そこで、エンジン定常回転時での各候補を各温度の高低で2分すると、低温側の外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水と、高温側の潤滑油、冷却水となる。即ち、第1構成では、外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水が第1熱交換媒体に対応し、一方、潤滑油、冷却水が第2熱交換媒体に対応する。そこで第1構成に基づき、とまあく第1熱交換媒体の候補である外気、水道水、クーリングタワー冷却水、海水によって高温の過給気を冷却すると、通常の設計によれば、冷却後の過給気温度は第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水よりも低温となる。即ち、第1熱交換器において冷却された過給気は、そのうち第2熱交換器において第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水によって加熱されることになる。そしてこの冷却水温度は大きく変動しない。それ故、シリンダの吸気温度は外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束するようになる。しかもこのとき、第2熱交換器は潤滑油、冷却水に対するクーラとして作用している。従って、エンジン負荷変化に対するヒートバランス資源である潤滑油系、冷却水系がコンパクト化する。即ち、エンジン自体のコンパクト化に大きく寄与する。尚、仮に、第1熱交換器による冷却後の過給気温度が潤滑油、冷却水よりも高くなることもあるとしても、第2熱交換媒体の候補である潤滑油、冷却水が過給気を再度冷却する。このとき、第2熱交換器は潤滑油、冷却水に対するヒータとして作用するものの、その熱交換量は僅かであるのが普通である。即ち、このときも、エンジン負荷変化へのエンジン本体の基本的ヒートバランスに大きな悪影響を与えることがなく、従って、潤滑油系、冷却水系のコンパクト化、即ち、エンジン自体のコンパクト化に支障を来さない。即ち、第1構成によれば、高効率の過給気冷却機構を備えた過給機付きディーゼルエンジンとなる。勿論、従来のハイブリッド式熱交換器のような「開閉自在弁付きバイパス過給気路」を備える必要もな

く、その分も、過給気冷却機構は勿論のこと、エンジン自体のコンパクト化に寄与する。

(2) 第2構成は第1構成を引用するため、第1構成の上記作用効果「シリンダの吸気温度が、外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束する」を有する。従って使用する燃料として水エマルジョン燃料を用いても、従って同燃料中の水の量が多くても、シリンダ内で異常燃焼が生じ難く、安定したエンジン運転を行える。実験の結果、燃料中の水含有率が50%を越えても安定して運転できることが確認されている。即ち、エンジン性能に悪影響を与えることなく、エンジンから排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減させることができる。

(3) 第3構成における第1熱交換媒体なる外気と、第2熱交換媒体なる冷却水とは、第1構成の作用効果の説明中で述べた熱交換媒体候補中の選択例である。従って第3構成によれば、第1構成に基づく作用効果がそのまま得られる。

(4) 第1～第3構成によれば、第1構成の作用効果で述べた通り「シリンダの吸気温度は外気温度及びエンジン負荷に係わらず、潤滑油、冷却水の温度以下又はその近傍温度の狭い領域内に収束するようになる」が、この第4構成では、エンジンの負荷に応じて第2熱交換器に供給される第2熱交換媒体の流量を制御する制御手段を設けた。そのため、負荷が大きい時には第2熱交換器の第2熱交換媒体の流量を停止するか、少なくとも十分に冷却された過給気をエンジンに供給して出力を確保する。負荷が小さいときには第2熱交換器の第2熱交換媒体の流量を全開か、増量し、過給気を暖めてエンジンの着火を確実にして白煙の排出や、回転変動の低減を図ることができる。

(5) エンジンの回転速度がほぼ一定であれば、エンジンの負荷と過給気圧力との間には正の相関関係がある。第5構成では、第1～第3構成に基づき、エンジンの過給気圧力に応じて第2熱交換器に供給される第2熱交換媒体の流量を制御する制御手段を設けた。そのため、エンジンの過給気圧力(エンジンの負荷)に応じて第2熱交換器に供給される第2熱交換媒体の流量を制御することにより第4構成のものと同様の作用、効果が得られる。

(6) 第6構成は、第2構成を引用する第4構成の上位概念化である(「水エマルジョン燃料」を「軽油よりも着火性の劣る燃料」とし、かつ「負荷検出手段及び制御手段」を「熱交換器からシリンダ入口までの間の過給気温度を所定値に維持する手段」とした)。従って第2、第4構成の作用効果で述べた各作用効果が得られる。

【0012】

【発明の実施の形態】以下、本発明の好適な実施例を図面を参照し説明する。図1～図4は第1実施例を示す。

【0013】エンジンは水冷式ディーゼルエンジンであり、第1実施例は、図1のブロック図に示す通り、過給機1で外気A1を吸気し加圧した過給気A2を、直列配決した第1熱交換器2aと第2熱交換器2bとを経てシリンダ内(図示せず)に過給する過給機1付き、かつハイブリッド式熱交換器(以下、単に「ハイブリッド式熱交2」とする)付きエンジン3である。

【0014】ハイブリッド式熱交換器2を構成する上流側の第1熱交換器2aは、外気A1を熱交換媒体とする空冷式熱交換器である(以下、単に「空冷式熱交換器2a」とする)。一方、下流側の第2熱交換器2bは、エンジン3本体の冷却水(図示せず)を熱交換媒体とする水冷式熱交換器である(以下、単に「水冷式熱交換器2b」とする)。

【0015】第1実施例の作用効果を図2～図4を参照し説明する。図2～図4は、過給機1の入口吸気温度(0、10、20、30、40℃)をパラメータとした、過給機圧力比(横軸)と、各熱交換器2a、2b、2の出口過給気温度との関係グラフである。尚、図2の空冷式熱交換器2aの温度効率率は約80%、図3の水冷式熱交換器2bの温度効率率は約85%である。詳しくは次の通り。

【0016】過給機1の使用域(圧力比で約1.1～2.3)での各熱交換器2a、2bの入口吸気温度が0、10、20、30又は40℃であるときの各熱交換器2a、2bの単体性能は、空冷式熱交換器2aではその出口過給気温度で、図2に示す通り、約6～66℃である(尚、熱交換媒体なる外気温度は、空冷式熱交換器2Aがエンジン3近傍に位置するために過給機1への各入口吸気温度に5℃を加算した値に補正してある)。一方、水冷式熱交換器2bではその出口過給気温度で、図3に示す通り、約6.5～99℃である。(尚、熱交換媒体なる冷却水温度は約75～90℃である)。ところが上記ハイブリッド式熱交換器2では、その出口過給気温度は、図4に示す通り、約58～84℃

と狭い領域内に収束している。即ち、シリンダの吸気温度が、外気温度及びエンジン負荷に係わらず、狭い領域内に収束している。しかも、過給気は、空冷式熱交換器2a(第1熱交換器2a)において外気(第1熱交換媒体)で冷却されるものの、水冷式熱交換器2b(第2熱交換器2b)において冷却水(第2熱交換媒体)で加熱される。言い換えれば、冷却水は水冷式熱交換器2bにおいて冷却されるので、エンジン本体に対する冷却水によるヒートバランスを少ない冷却水で適切に行え、その分、エンジン自体がコンパクト化する。勿論、第1実施例は、従来のハイブリッド式熱交換器のような「開閉自在弁付きバイパス過給気路」を備えておらずその分、過給気冷却機構の本体は勿論のこと、エンジン自体がコンパクト化する。

【0017】尚、上記において、水エマルジョン燃料を

用いた場合、以下のような効果が得られる。即ち、前述のように、シリンダの吸気温度は約 $58\sim 84^{\circ}\text{C}$ という適切な温度範囲内に収束されるため、図6に示す水含有率50%の水エマルジョン燃料でも安定して運転できることが実験によって確認されている。したがって、水冷式ディーゼルエンジン3から排出される窒素酸化物、黒鉛等の有害物質を低減することができる。

【0018】図5は第2実施例を示すブロック図であり、第1実施例と同一部材には同一符号を付して説明は省略し、異なる部分についてのみ説明する。過給機1は排気により駆動されるタービン1aと、外気A1を過給するコンプレッサ1bとを有する。水冷式ディーゼルエンジン3は例えば発電機等を駆動する場合にはほぼ一定回転で運転される。このような場合、水冷式熱交換器2bとシリンダ入口との間に過給気圧力を検出する圧力センサ11を設け、エンジンの負荷検出手段10を構成する。尚、圧力センサ11を設ける位置は過給機1のコンプレッサ1bの出口からシリンダ入口までの間なら何処でも良い。また、水冷式熱交換器2bへの冷却水の出側通路（又は、入側通路でもよい）にソレノイド式流量制御弁6を設ける。圧力センサ11とソレノイド式流量制御弁6とはマイコン等でなる制御器7と接続してある。即ち、制御器7は、圧力センサ11からの検出圧力が予め設定した圧力である場合、ソレノイド式流量制御弁6に対して駆動電流を流し、冷却水の流量を制御して過給気の第2熱交換器2bの出口温度が所定の温度範囲内になるようにする。

【0019】以下に第2実施例の作用効果を説明する。図6はエンジン出力と過給気圧力との関係を示すマップ図である。即ち、縦軸は軸平均有効圧力 P_{me} (kg/cm^2)であり、横軸はエンジン回転数 (rpm) であり、グラフ中の曲線aはトルク曲線である。又、右下がりの曲線群は過給気圧力 P (mmHg) の等圧力曲線で、右斜め上方に行くほど高圧になる。したがって、破線に示す一定回転数 N 上においては、エンジンの出力（エンジンの負荷）は過給気圧力 P に比例する。第2実施例では圧力センサ11により過給気圧力 P を検出し、制御器7はこの検出値からエンジンの出力（負荷）を演算し、これに基づいて水冷式熱交換器2bへの冷却水の流量を制御する。これにより、過給気の第2熱交換器2bの出口温度を所定の温度範囲になるように制御することができ、シリンダの吸気温度を第1実施例のものよりさらに狭い範囲に収束させることができる。

【0020】図7は第3実施例を示すブロック図である。第2実施例と同一部材には同一符号を付して説明は省略し、異なる部分についてのみ説明する。水冷式ディーゼルエンジン3の燃料噴射ポンプ12に、噴射量センサ13を設け、制御器7と接続して負荷検出手段10を構成する。エンジン一定回転においてはエンジン負荷は燃料噴射量に比例する。したがって、制御器7は噴射量

センサ13からの検出値を入力し、エンジン負荷を演算して水冷式熱交換器2bへの冷却水の流量を制御する。得られる効果は第2実施例と同一である。

【0021】図8は第4実施例を示すブロック図である。第2実施例に基づき、異なる部分についてのみ説明する。水冷式ディーゼルエンジン3は発電機14と連結しており、発電機14には出力検出用のワットメータ15が設けられている。ワットメータ15は制御器7に接続されて負荷検出手段10を構成している、制御器7はワットメータ15から直接エンジン負荷を入力し、水冷式熱交換器2bへの冷却水の流量を制御する。得られる効果は第2実施例と同一である。

【0022】図9は第5実施例を示すブロック図である。第2実施例に基づき、異なる部分についてのみ説明する。水冷式ディーゼルエンジン3は油圧ポンプ16と連結しており、連結部には回転センサ17が設けられ、油圧ポンプ16には吐出圧センサ18が設けられている。回転センサ17と吐出圧センサ18とは制御器7に接続され、負荷検出手段10を構成している。制御器7は回転センサ17からの回転数情報と、吐出圧センサ18からの吐出圧情報とからエンジン負荷を演算し、第2熱交換器2bへの冷却水の流量を制御する。得られる効果は第2実施例と同一である。

【0023】第5実施例において、エンジンにより駆動される油圧ポンプ10は、エアコンプレッサであっても良い。

【0024】上述の実施例では第1熱交換器2aの熱交換媒体を外気A1としたが、例えば第4、第5実施例のように、発電機あるいは油圧ポンプを駆動する定置式ディーゼルエンジンでは水道水、クーリングタワー冷却水でもかまわない。一方、第2熱交換器2bの熱交換媒体は上記実施例のようなエンジン冷却水ではなく、エンジン潤滑油でも構わない。要するに、エンジン定常回転時において、過給機を冷却する第1熱交換媒体と、第1熱交換器からの過給気を加熱する第2熱交換媒体とであることが望ましい。このようにすると、上記において繰り返した通り、シリンダの吸気温度が外気温度及びエンジン負荷に係わらず第2熱交換媒体の温度以下又はその近傍温度の狭い範囲内に収束する。

【0025】第1実施例の作用効果については、軽油より着火性の劣る燃料の例として水エマルジョン燃料について述べたが、第2～第5実施例においてはシリンダの吸気温度を第1実施例よりさらに狭い範囲に収束できる。そのため、たとえばA重油、廃プラスチック油燃料等を用いてもシリンダ内で異常燃焼が生じ難く、安定した運転を行える過給機付きディーゼルエンジンが得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例のブロック図である。

【図2】第1熱交換器の単体性能グラフである。

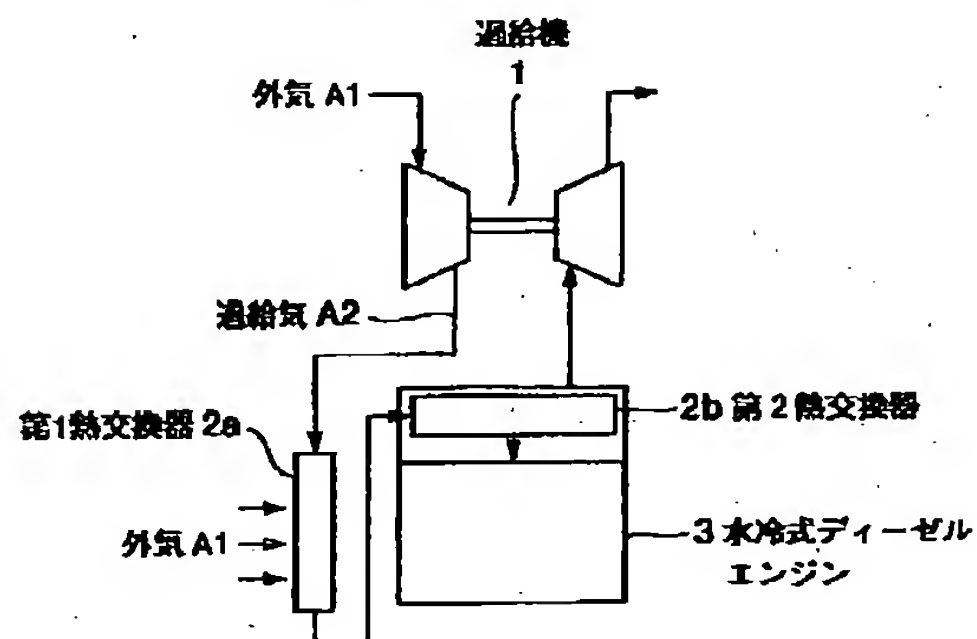
- 【図3】第2熱交換器の単体性能グラフである。
 【図4】第1実施例のハイブリッド式熱交換器の性能グラフである。
 【図5】第2実施例のブロック図である。
 【図6】過給気圧力のマップ図である。
 【図7】第3実施例のブロック図である。
 【図8】第4実施例のブロック図である。
 【図9】第5実施例のブロック図である。
 【図10】水エマルジョン燃料の特性グラフである。

【符号の説明】

1…過給機、1b…コンプレッサ、2…熱交換器、2a…第1熱交換器（空冷式熱交換器）、2b…第2熱交換器（水冷式熱交換器）、4…インテークマニホールド、6…ソレノイド式流量制御弁、7…制御器、10…負荷検出手段、11…圧力センサ、12…燃料噴射ポンプ、13…噴射量センサ、14…発電機、15…ワットメータ、16…油圧ポンプ、17…回転数センサ、18…吐出圧センサ、A1…外気。

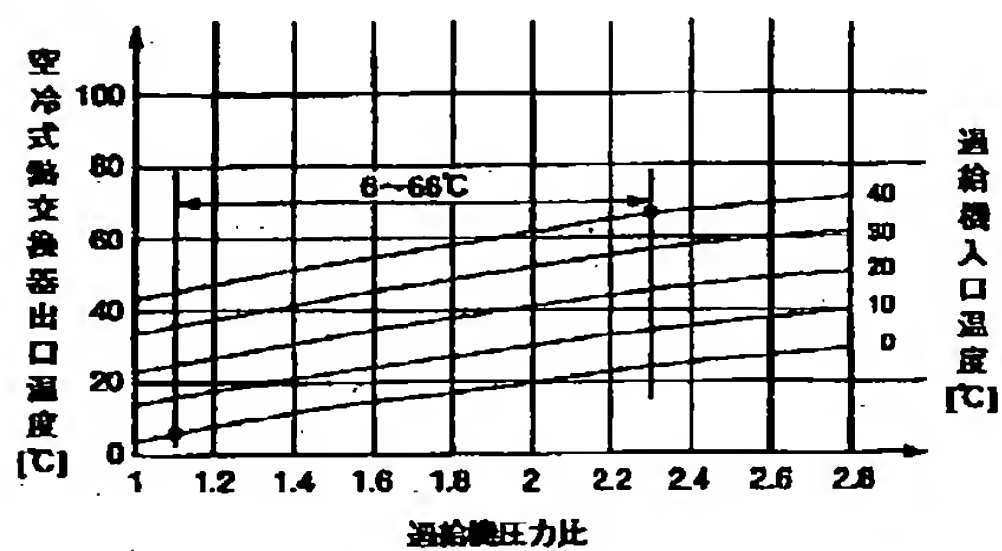
【図1】

第1実施例のブロック図



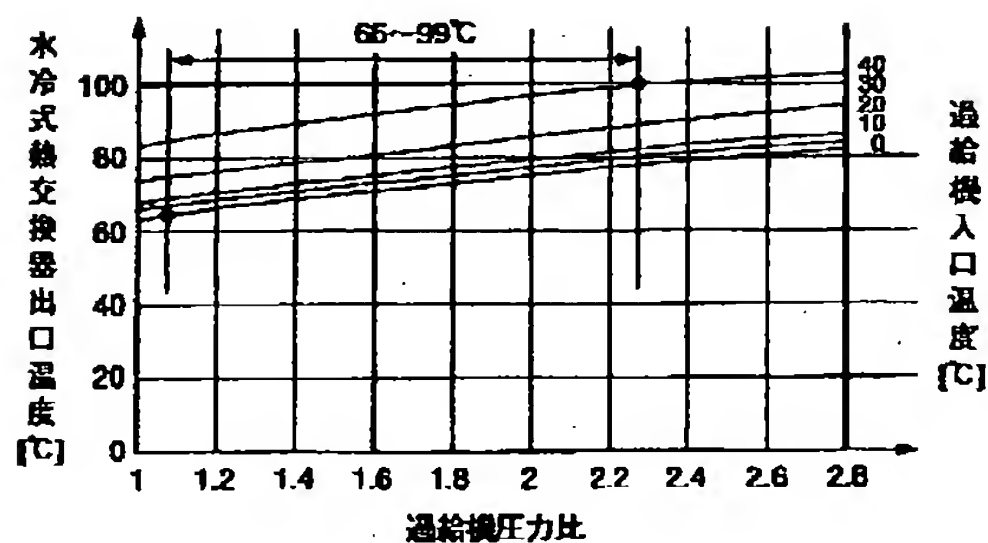
【図2】

第1熱交換器の単体性能グラフ



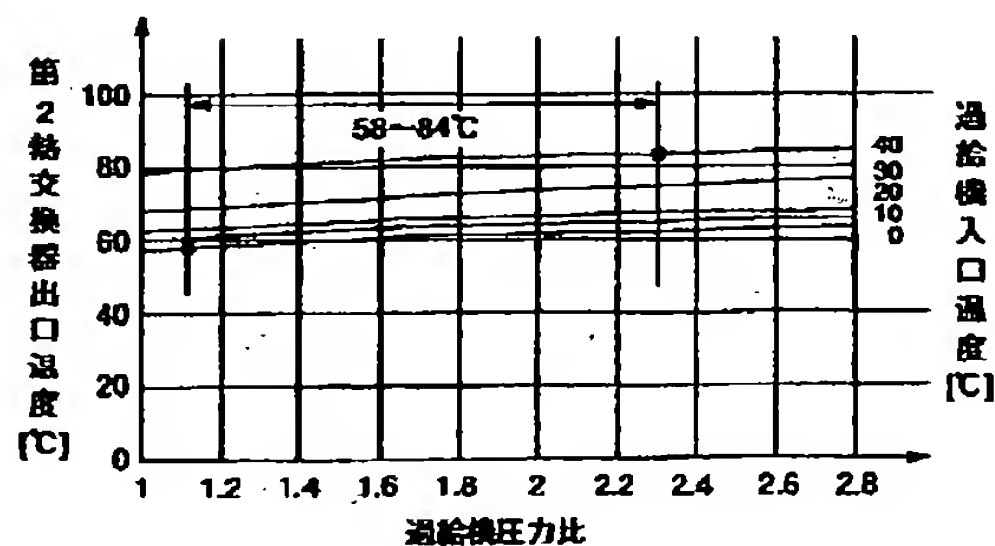
【図3】

第2熱交換器の単体性能グラフ



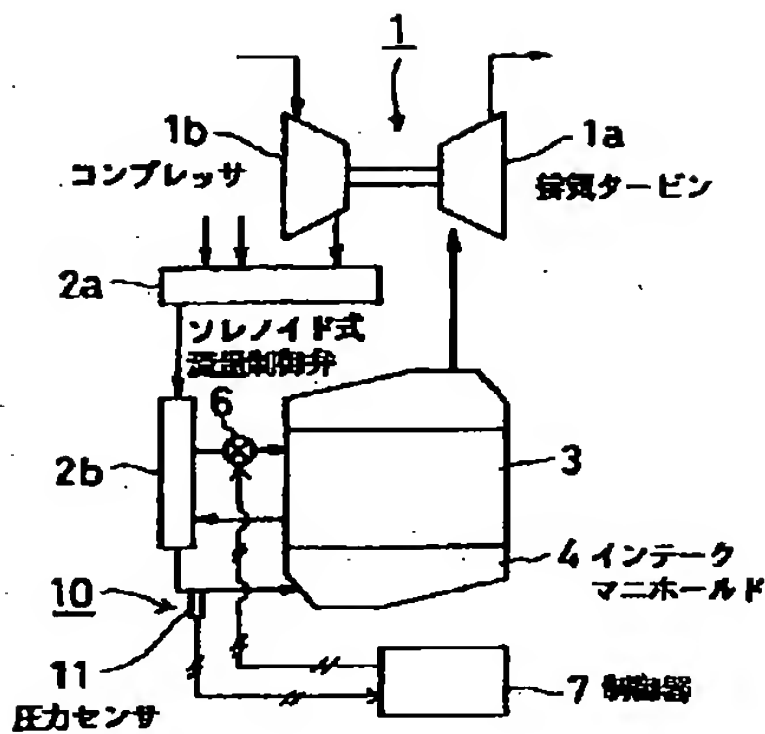
【図4】

ハイブリッド式熱交換器の性能グラフ



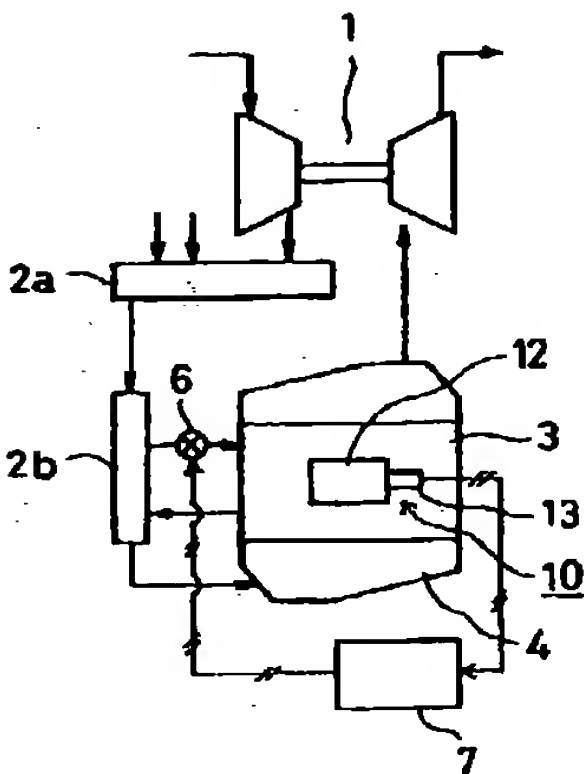
【図5】

第2実施例のブロック図



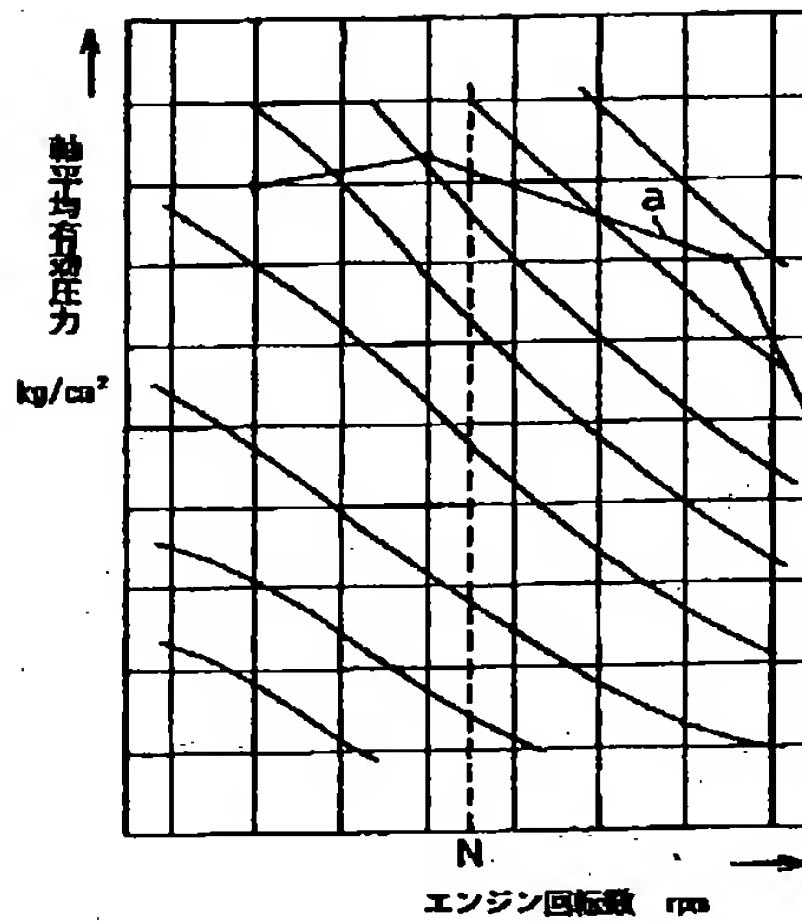
【図7】

第3実施例のブロック図



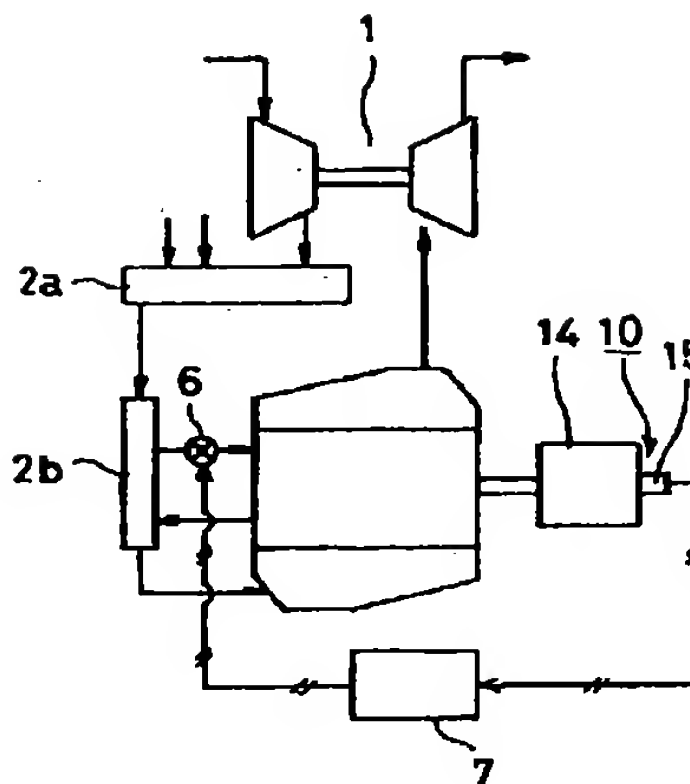
【図6】

過給気圧力のマップ図



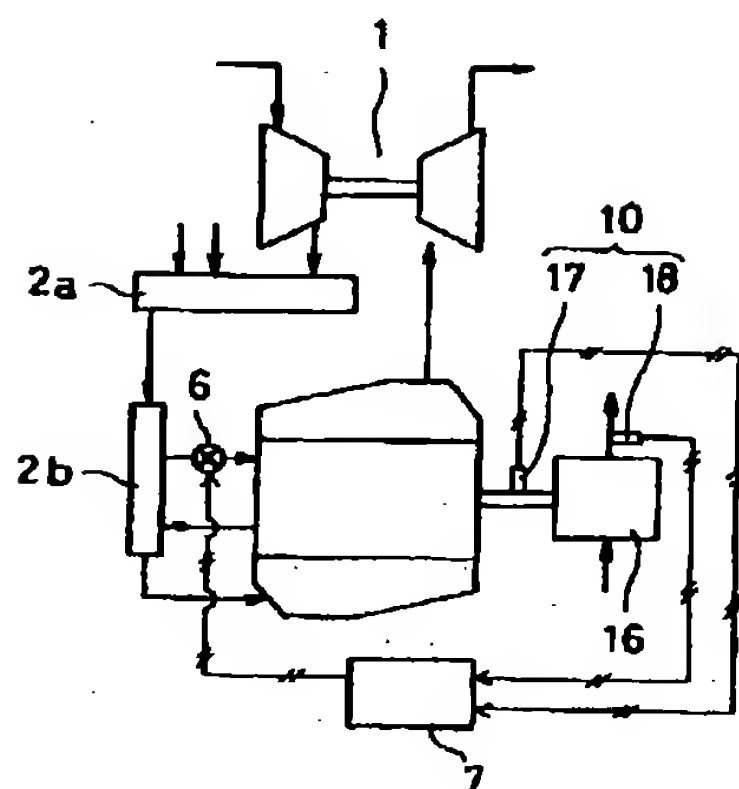
【図8】

第4実施例のブロック図



【図9】

第5実施例のブロック図



【図10】

水エマルジョン燃料の特性グラフ

